

УДК 629.735

Н. Г. ШУЛЬЖЕНКО, д-р техн. наук, проф.; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;
А. С. КОЛЯДЮК, вед. инженер ИПМаш НАНУ, Харьков

ОЦЕНКА ПОЛЗУЧЕСТИ КОРПУСА РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325

Численно исследуется напряженно-деформированное состояние и ползучесть корпуса клапана паровой турбины К-325 на стационарном режиме работы. Температурные поля и давление на стенки корпуса определяются на основе численного решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса для течения вязкого сжимаемого теплопроводного пара в системе парораспределения. Уравнения ползучести интегрируются явной схемой Эйлера. Использовалась модель неявной ползучести с упрочнением, учитывающая начальную и установившуюся ползучесть. Максимальные величины упругих напряжений от совместного влияния температур и давления пара в клапане не превышают $\sigma_{\max} = 82$ МПа. Деформации ползучести наблюдаются на внутренних стенках корпуса клапана, поверхности наружных стенок практически не испытывают ползучести. Показано, что явление ползучести не является основной причиной образования трещин в корпусе клапана.

Ключевые слова: расчет, течение пара, ползучесть, система парораспределения, турбина.

Введение

В настоящее время существует необходимость в повышении рабочих характеристик и надежности энергетических установок. Надежная работа системы парораспределения турбины определяет работоспособность всего энергоблока. Исполнительные органы систем регулирования паровых турбин включают стопорные и регулирующие клапаны. В паровой турбине К-325 стопорный и два регулирующих клапана расположены в одном общем корпусе, представляющем собой отливку сложной конфигурации. Перегретый пар под давлением 24 МПа с температурой 540 °С подводится по патрубку в центральную камеру (под стопорным клапаном) и подается далее в камеру, общую для двух регулирующих клапанов, расположенных в том же корпусе. Как показывает опыт эксплуатации, в центральной камере клапана и патрубках перед регулируемыми клапанами обнаруживаются трещины, что требует проведения ремонтно-восстановительных работ, стоимость которых значительна. В связи с этим актуальной является задача оценки прочности корпуса регулирующего клапана.

Клапан эксплуатируется на следующих переходных режимах – пуски из холодного, горячего и неостывшего состояний и стационарных режимах работы. Для оценки надежности работы корпуса клапана на стационарных режимах работы необходимо решение задачи ползучести. Температурное поле корпуса клапана неравномерно даже на стационарных режимах [1]. Неравномерность распределения температуры определяется конструкцией клапана и качеством изоляции. Действие давления пара на стенки корпуса также неравномерно и зависит от скорости течения пара. Это связано со сложной формой проточной части клапана. Поэтому, для определения температурных полей и давления на стенки корпуса необходимо решение задачи течения пара в клапане с учетом конструктивных особенностей его элементов. **В данной работе** впервые проводится комплексный анализ влияния процессов течения пара на ползучесть корпуса клапана турбины К-325 на стационарном режиме работы.

Расчетные исследования течения пара в клапане

Численно моделировалось течение пара в системе парораспределения с учетом теплопотерь через стенки корпуса и теплоизоляцию. Использовалась математическая модель потока пара, в основе которой лежат осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса для вязкого сжимаемого теплопроводного газа. Они представляются уравнениями неразрывности, изменения количества движения и сохранения энергии:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0;$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right];$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_{tot}) - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i \tau_{ij}).$$

где t – время; x_i, x_j – декартовы координаты; ρ – плотность; p – давление; U_i, U_j – компоненты скорости; T – температура; μ_{eff} – эффективная вязкость, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$; μ, μ_t – коэффициенты динамической и турбулентной вязкости; p' – модифицированное давление,

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_m}{\partial x_m};$$

где k – кинетическая энергия турбулентности; h_{tot} – полная энтальпия; τ – эффективные напряжения; λ – теплопроводность.

Для статистического моделирования влияния турбулентности и описания турбулентного пограничного слоя на твердых поверхностях применяется полуэмпирическая модель k - ω SST Ментера [2, 3]:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* \rho k \omega + P_k;$$

$$\frac{\partial (\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] - 2(1-F) \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2,$$

где $\alpha_3, \beta_3, \sigma_{k3}, \sigma_{\omega 2}, \sigma_{\omega 3}$ – коэффициенты; ω – удельная скорость диссипации; P_k – производство турбулентности.

Теплопередача в корпусе и теплоизоляции моделируется уравнением теплопроводности

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m c_p T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_m \frac{\partial T}{\partial x_j} \right),$$

где ρ_m – плотность; c_p – теплоемкость; λ_m – теплопроводность.

Основной трудностью моделирования течения пара в клапане является учет влияния сита, которое представляет собой цилиндрическую обечайку с 3024 отверстиями. Это приводит к увеличению разностной сетки, которая состоит из 33 млн. элементов и 9 млн. узлов с пятью ячейками в пограничном слое (при решении той же задачи без сита разностная сетка уменьшается до 2 млн. узлов и значительно

упрощается построение расчетной модели). Решение задачи течения пара через сито в указанной постановке рассматривается впервые. Это позволяет рассмотреть задачу прочности сита, т.к. при эксплуатации происходит наплавление отверстий напротив входного патрубка. В связи со сложным течением пара в центральной камере, неравномерным массовым расходом пара через сито (в аксиальном направлении) и образованием больших вихрей, решение задачи в данной постановке позволяет учесть основные факторы, определяющие течение пара и определить граничные условия для решения задач прочности.

Учет влияния сита при решении задачи течения в клапане позволило впервые установить, что температура некоторых его участков выше на (10–12) °С температуры омывающей его среды. Анализ теплового состояния корпуса и течение пара для разных стационарных режимов показал, что наибольший перепад температур и давления на стенки корпуса наблюдается на режиме, отвечающем мощности 300 МВт [4]. Установлено, что перепады температур по стенке корпуса не превышают 5 °С (рис. 1), а неравномерность действия давления на стенки корпуса составляет 0,7 МПа (см. рис. 1) [5].

Расчетные исследования ползучести корпуса клапана

На первом этапе исследования ползучести был выполнен расчет упругого напряженно-деформированного состояния по трехмерной модели корпуса. Задача решалась методом конечных элементов. Полные деформации в точке описываются следующим уравнением [6]

$$\{\varepsilon_n\} = \{\varepsilon^{th}\} + [D]^{-1}\{\sigma_e\},$$

где $\{\sigma_e\}$ – вектор упругих напряжений; $[D]$ – матрица жесткости; $\{\varepsilon_n\}$ – вектор упругих деформаций; $\{\varepsilon^{th}\} = \Delta T [\alpha_x^{se} \quad \alpha_y^{se} \quad \alpha_z^{se} \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$ – вектор температурной деформации; $\alpha_x^{se}, \alpha_y^{se}, \alpha_z^{se}$ – коэффициент температурного расширения.

Максимальные величины упругих напряжений от совместного влияния температур и давления пара в клапане наблюдается в зоне патрубков перед регулирующими клапанами ($\sigma_{max} = 82$ МПа). Упругие напряжения в каналах за регулирующими клапанами не превышают 62 МПа, при этом имеет место их уменьшение по длине канала. В центральной камере, где наблюдается образование трещин, напряжения не превышают 35 МПа (рис. 3). Исходя из полученных результатов можно сказать, что упругие напряжения на стационарном режиме не превышают предела текучести материала, а пластические деформации отсутствуют.

Уравнения ползучести интегрируются с помощью алгоритма на основе явной схемы Эйлера, который эффективен при малых значениях накопленной деформации ползучести. Общая упругая деформация определялась так [6]

$$\{\varepsilon'_n\} = \{\varepsilon_n\} - \{\varepsilon_n^{pl}\} - \{\varepsilon_n^{th}\} - \{\varepsilon_{n-1}^{cr}\},$$

где $\{\varepsilon_n^{pl}\}$ – вектор деформации пластичности; $\{\varepsilon_n^{th}\}$ – вектор температурной деформации; $\{\varepsilon_{n-1}^{cr}\}$ – вектор деформации ползучести.

Общая эквивалентная деформация определяется соотношением

$$\varepsilon_{et} = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\nu)} \left[(\varepsilon'_x - \varepsilon'_y)^2 + (\varepsilon'_y - \varepsilon'_z)^2 + (\varepsilon'_z - \varepsilon'_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma'_{xy})^2 + \frac{3}{2}(\gamma'_{yz})^2 + \frac{3}{2}(\gamma'_{zx})^2 \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Эквивалентные упругие напряжения определяются формулой

$$\sigma_e = 3G\varepsilon_{et},$$

где $G = E/(2(1 + \nu))$ – модуль сдвига; E – модуль Юнга; ν – коэффициент Пуассона.

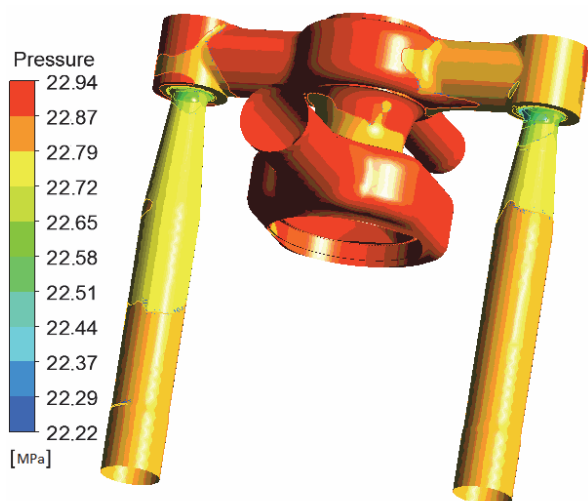


Рис. 1 – Давление пара на внутреннюю стенку корпуса клапана

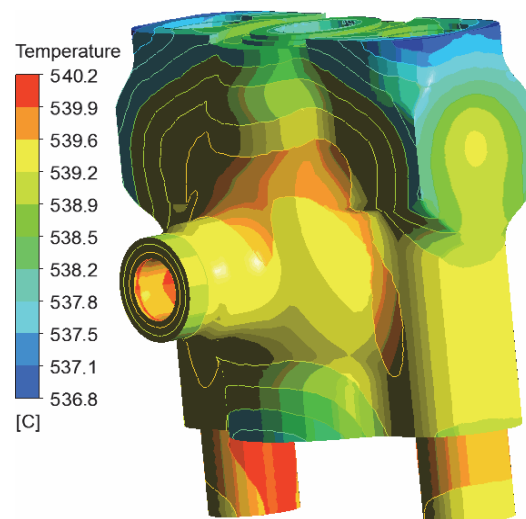


Рис. 2 – Температурное поле корпуса

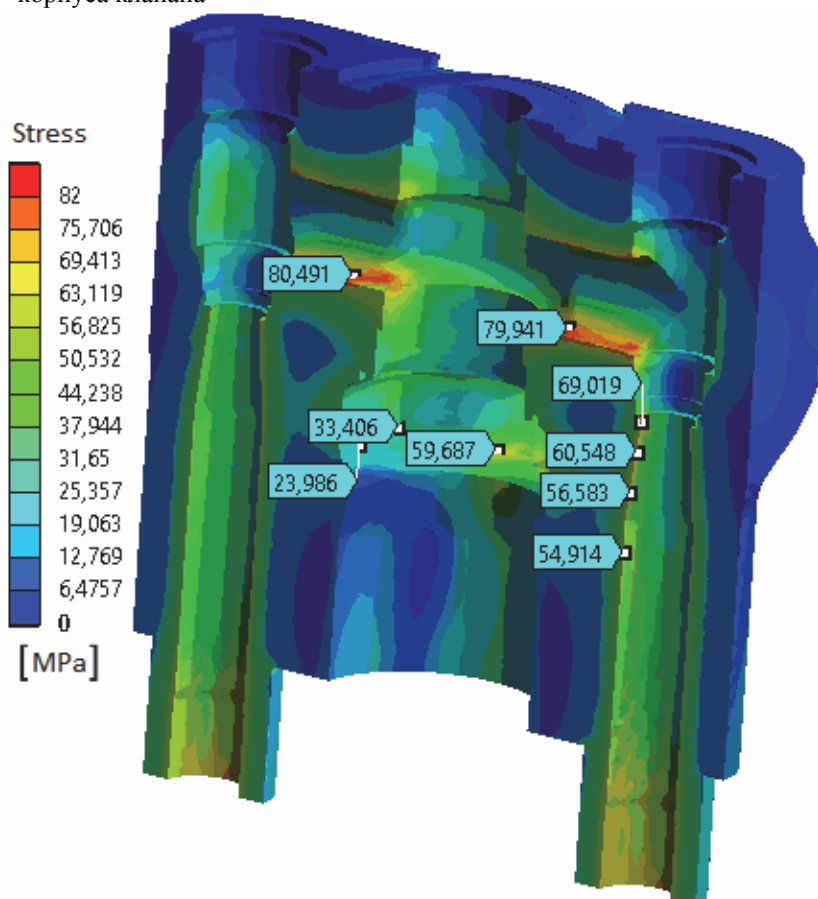


Рис. 3 – Упругие напряжения в корпусе клапана

Эквивалентная деформация ползучести находится как скалярная величина из уравнения

$$\varepsilon^{cr} = \frac{C_1 \sigma_e^{C_2} t^{C_3+1} e^{-C_4/T}}{C_3+1} + C_5 \sigma_e^{C_6} t e^{-C_7/T},$$

где $C_1 \dots C_7$ – константы. Используемая модель неявной ползучести с упрочнением учитывает начальную и установившуюся ползучесть.

Мера приращения деформации ползучести в заданной точке интегрирования находится из выражения $C_s = \Delta \varepsilon^{cr} / \varepsilon^{et}$. Так как используется явная процедура интегрирования (все значения в уравнениях приращения, кроме температуры, относятся к моменту времени t_{n-1}) устойчивость решения определяется величиной шага по времени. При решении задачи использовался такой шаг, чтобы наибольшее значение C_s для всех элементов во всех точках интегрирования не превышало 0,05, что позволило получить устойчивое решение.

Приращения компонент деформации ползучести можно представить в виде полного тензора деформаций [6]:

$$\Delta \varepsilon_x^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{(2\varepsilon'_x - \varepsilon'_y - \varepsilon'_z)}{2(1+\nu)}; \quad \Delta \varepsilon_y^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{(2\varepsilon'_y - \varepsilon'_x - \varepsilon'_z)}{2(1+\nu)}; \quad \Delta \varepsilon_z^{cr} = -\Delta \varepsilon_x^{cr} - \Delta \varepsilon_y^{cr};$$

$$\Delta \varepsilon_{xy}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{xy}; \quad \Delta \varepsilon_{yz}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{yz}; \quad \Delta \varepsilon_{xz}^{cr} = \frac{\Delta \varepsilon^{cr}}{\varepsilon_{et}} \frac{3}{2(1+\nu)} \gamma'_{xz}.$$

Упругие деформации и суммарные деформации ползучести вычисляются по зависимостям:

$$\left(\varepsilon_x^{el} \right)_n = \left(\varepsilon'_x \right)_n - \Delta \varepsilon_x^{cr}; \quad \left(\varepsilon_y^{el} \right)_n = \left(\varepsilon'_y \right)_n - \Delta \varepsilon_y^{cr}; \quad \left(\varepsilon_z^{el} \right)_n = \left(\varepsilon'_z \right)_n - \Delta \varepsilon_z^{cr};$$

$$\left(\varepsilon_x^{cr} \right)_n = \left(\varepsilon_x^{cr} \right)_{n-1} + \Delta \varepsilon_x^{cr}; \quad \left(\varepsilon_y^{cr} \right)_n = \left(\varepsilon_y^{cr} \right)_{n-1} + \Delta \varepsilon_y^{cr}; \quad \left(\varepsilon_z^{cr} \right)_n = \left(\varepsilon_z^{cr} \right)_{n-1} + \Delta \varepsilon_z^{cr}.$$

Учитывая предельные упругие напряжения и тепловое состояние корпуса клапана для определения констант модели ползучести использовались четыре кривые стали 15X1M1Ф, соответствующие температурам 550 °С, 525 °С и напряжениям 80 МПа, 60 МПа (рис. 4). Константы $C_1 \dots C_7$ приведены в табл. 1. Расчет ползучести проводился до 100 тыс. часов работы клапана.

Таблица 1

Константы модели ползучести

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
1,4627E-19	3,2952	-0,4408	27260	3,0817E-22	1,1303	3196

Расчетными исследованиями процессов ползучести определены деформации корпуса клапана на стационарном режиме работы в неоднородном тепловом поле. Можно сказать, что деформации ползучести наблюдаются на внутренних стенках корпуса клапана, при этом поверхности наружных стенок практически не испытывают ползучести (рис. 5). Максимальные значения деформаций, не превышающие 0,7 % в момент времени $t = 100000$ ч (рис. 6), сосредоточены в патрубках перед стопорными клапанами (рис. 6). В центральной камере клапана интенсивность деформаций меньше, хотя именно здесь на практике наблюдается образование трещин.

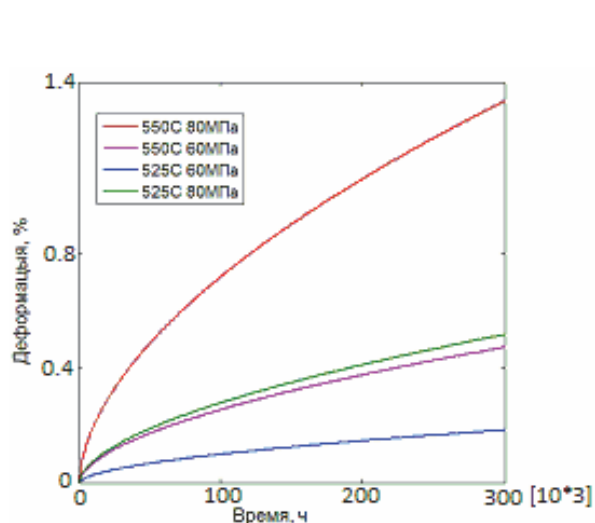


Рис. 4 – Кривые ползучести стали 15X1M1Ф

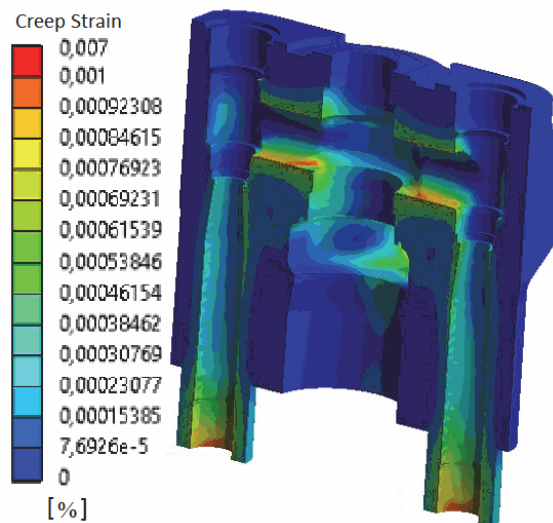
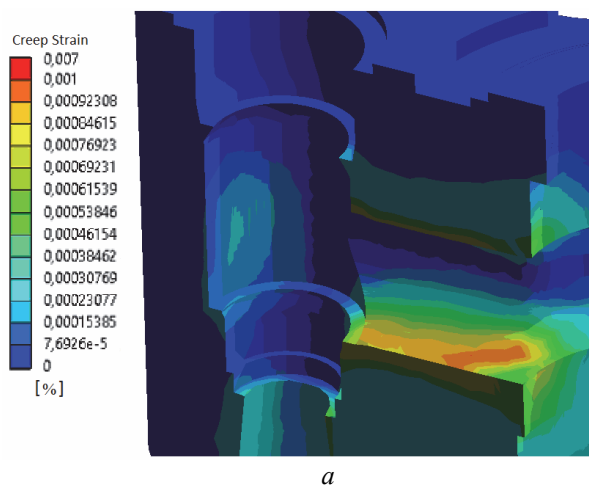
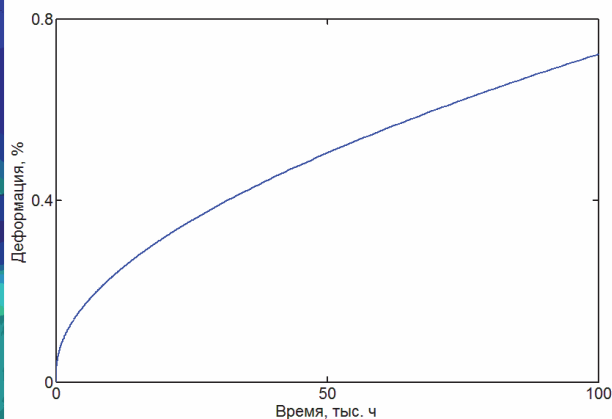


Рис. 5 – Деформации ползучести корпуса

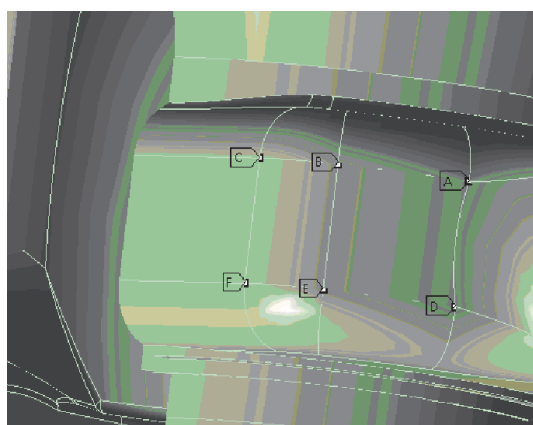


а

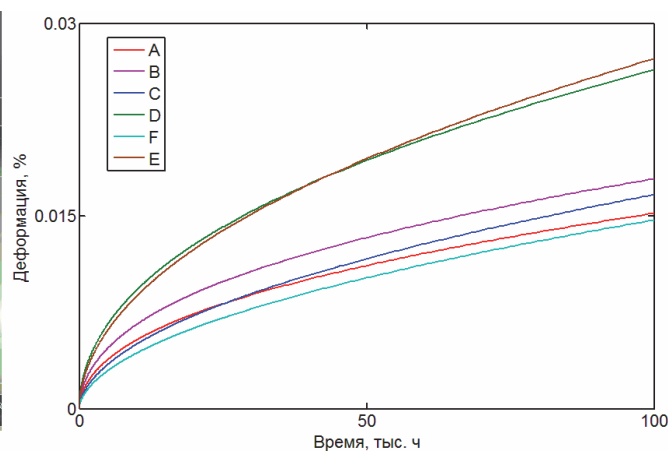


б

Рис. 6 – Деформации ползучести в патрубке перед регулирующим клапаном:
а – деформации ползучести: б – значение максимальных деформации ползучести от времени



а



б

Рис. 7 – Деформации ползучести в центральной камере клапана
а – места образования трещин: б – значение деформаций ползучести от времени в точках А, В, С, D, F, E

На рис. 7 показано изменение деформации во времени в точках *A, B, C, D, F, E* в процессе ползучести. Следует отметить, что ползучесть протекает интенсивнее в нижней части центральной камеры. В точках *D* и *E* деформации не превышают 0,03 %. Рассматривая полученные зависимости деформаций от времени можно сказать, что установившаяся ползучесть наступает приблизительно после 30000 ч работы клапана. Учитывая, что на практике в корпусе клапана обнаруживают трещины после четырех лет эксплуатации (около 35 тыс. часов), исходя из полученных результатов можно утверждать, что ползучесть материала не вносит основной вклад в образование трещин за этот период.

Выводы

Выполнено численное исследование напряженно-деформированного состояния и ползучести корпуса клапана паровой турбины К-325 на стационарном режиме работы. Вопросы ползучести корпуса клапана впервые рассмотрены комплексно с использованием результатов расчетов течения пара с учетом теплопроводности корпуса по трехмерным моделям. Исходя из полученных за 100 тыс. ч значений деформаций ползучести $\varepsilon^{cr} = 0,8 \%$ можно сказать, что явление ползучести на стационарных режимах работы не является основным фактором, вызывающим образования трещин в корпусе клапана. Учитывая, что на практике трещины обнаруживаются после нескольких лет эксплуатации, значительный интерес представляет решение задачи с учетом возможных несовершенств и дефектов в отливках корпуса клапана, а также малоциклового усталости материала на нестационарных режимах работы.

Список литературы: 1. Плоткин, Е. Р. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков [Текст] / Е. Р. Плоткин, А. Ш. Лейзерович. – М.: Энергия, 1980. – 192 с. 2. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0 [Text] / ANSYS, Inc. // Southpointe 275 Technology Drive. – Canonsburg: PA 15317, 2006. – 312 p. 3. Menter, F. R. Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation to $k-\omega$ the Model [Text] / F. R. Menter // NASA Technical Memorandum 108854. – November. – 1994. 4. Колядюк, А. С. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины [Текст] / А. С. Колядюк, Н. Г. Шульженко, И. Н. Бабаев // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 106–110. – ISSN 1727-0219. 5. Колядюк, А. С. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы [Текст] / А. С. Колядюк, Н. Г. Шульженко, С. В. Ершов // Вестник двигателестроения. – 2012. – № 2. – С. 94–101. – ISSN 1727-0219. 6. ANSYS Analysis Guide. Element Reference. Element Library [Электронный ресурс] / ANSYS, Inc. // Southpointe 275 Technology Drive. – Электрон. дан. (1 файл). – Canonsburg: PA 15317. – CD-ROM.

Bibliography (transliterated): 1. Plotkin, E. R., and A. Sh. Lejzerovich. *Puskovye rezhimy parovyh turbin jenergoblokov*. Moscow: Jenergija, 1980. Print. 2. ANSYS, Inc. "ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0." *Southpointe 275 Technology Drive*. Canonsburg: PA 15317, 2006. Print. 3. Menter, F. R. "Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation to $k-\omega$ the Model." *NASA Technical Memorandum 108854*. November. 1994. Print. 4. Koljadjuk, A. S., N. G. Shul'zhenko and I. N. Babaev. "Chislennoe modelirovanie techenija para v regulirovochnom klapane turbiny." *Vestnik dvigatelestroenija* 2 (2011): 106–110. ISSN 1727-0219. Print. 5. Koljadjuk, A. S., N. G. Shul'zhenko and S. V. Ershov. "Techenie para i raspredelenie temperatury v sisteme paroraspredelenija turbiny dlja razlichnyh rezhimov ee raboty" *Vestnik dvigatelestroenija* 2 (2012): 94–101. ISSN 1727-0219. Print. 6. ANSYS, Inc. "ANSYS Analysis Guide. Element Reference. Element Library." *Southpointe 275 Technology Drive*. Canonsburg: PA 15317. CD-ROM.

Поступила (received) 25.02.2014